

자동차용 유압베인펌프의 고속에서 베인과 캠링간의 이간현상

조인성 · 백일현 · 정재연*

전북대학교 기계시스템공학부
*전북대학교 기계시스템공학부, 공업기술연구센터

The Separation of the Vane and the Camring at high speed of an Oil Hydraulic Vane Pump for Automobile

IhnSung Cho, IlHyun Baek and JaeYoun Jung**†

Division of Mechanical System Engineering, Chonbuk National University
*Division of Mechanical System Engineering and RCIT, Chonbuk National University
(Received November 24, 2009; Revised January 20, 2010; Accepted January 25, 2010)

Abstract – In an oil hydraulic vane pump for an automobile, it is very important that the vane doesn't separate from the camring inner race during the operation of the vane pump. The vane generally has not only the oil hydraulic force acting on the bottom face to contact to camring inner race but there is also an inertial force and viscous force. Because the oil hydraulic force is much larger than the other forces, the contact state between the vane tip and the camring inner race is sufficient. However, the contact state between the vane tip and the camring inner race is only affected by the inertial and viscous forces during the delivery of the vane pump, because the oil hydraulic force acting on the vane is in equilibrium. If the inertial force is larger than the viscous force, which happens when the vane is separated from the camring inner race, the delivery of the vane pump can become unstable or the volume efficiency can become decrease rapidly. Therefore, in this paper, the state of the contact between the vane and the camring is considered. The results show that the rotating speed of the shaft, the operating temperature of the oil, the clearance between the vane and the rotor, and the mass of the vane exert a great influence on the state of the contact between the vane and the camring.

Keywords – camring(캠링), high speed(고속), separation(이간), vane(베인), vane pump(베인펌프), vane tip(베인선단)

기호설명

a_v : 베인의 반경방향 가속도	r : 캠링의 임의 점에서의 반경
F_i : 베인의 관성력	r_i : 캠링의 대원호부에서의 반경
F_p : 베인에 작용하는 압력에 의한 작용력	r_s : 캠링의 소원호부에서의 반경
F_t : 베인에 작용하는 전체 작용력	x_v : 베인 선단부의 반경방향 거리
F_η : 베인에 작용하는 점성력	θ : 완화곡선에서의 회전각도
m_i : 베인의 질량	ρ : 완화곡선에서의 완화 반경
P_1, P_2, P_3 : 베인의 후, 전, 배면에 작용하는 압력	ρ_o : 완화곡선에서의 최대 완화 반경
	φ : 펌프 축의 회전각도
	φ_o : 캠링의 완화각

†주저자 · 책임저자 : jungjy@chonbuk.ac.kr

1. 서 론

자동차용 유압 베인 펌프의 경우, 베인 펌프는 케이스에 고정된 캠링과 사이드플레이트, 펌프축에 의해서 회전하는 로터와 로터 슬롯에서 선형운동을 하는 베인 등에 의해서 밀폐체적을 변화시키는 메커니즘에 의해서 흡/토출이 이루어지는데, 이러한 베인 펌프의 흡/토출과정에서 베인이 캠링 내면에 밀착하는 것은 매우 중요한 요소가 되며, 베인이 캠링 내면에 밀착이 잘 이루어지도록 베인의 배면에 일반적으로 유압력을 작용 시키며, 이 유압력 이외에도 관성력, 점성력 등의 힘들이 베인에 작용하여 이러한 힘들에 의해서 베인은 캠링에 밀착되도록 설계된다. 일반적으로 베인의 배면에 작용하는 유압력이 다른 힘들에 비하여 상대적으로 크기 때문에 베인은 캠링에 밀착이 잘 이루어지는 경향이 있다[1,2].

그러나 토출 포트부에서는 베인의 선단부에도 토출 압력이 작용하기 때문에 베인에 작용하는 압력에 의한 힘들은 평형상태를 유지하게 되기 때문에, 베인의 관성력 및 점성력에 의해서만 베인이 캠링에 밀착되어진다. 이때, 펌프의 회전속도가 커지게 되면 베인의 관성력이 커지게 되서 베인의 관성력에 비해 점성력이 작게 되는 구간이 존재할 수 있고, 이로 인해, 베인은 캠링 내면에 밀착되지 못하고 토출에 문제를 야기시킬 수 있게 된다. 특히 토출포트부에서 흡입포트부로 변화되는 소원호 구간에서 베인이 캠링에 밀착되지 못하면 토출포트부와 흡입포트가 서로 연결이 된다는 것을 의미하며, 토출측에서 흡입측으로의 누설이 급격하게 증가하는 결과를 초래할 수 있고, 이로 인해 펌프 효율에 상당한 영향을 미칠 수 있게 된다.

그러므로 토출 포트부에서, 특히, 펌프의 고속운전시 베인과 캠링의 이간현상의 조건에 대해 명확히 파악하는 것이 대단히 중요하다.

2. 이론적 고찰

2-1. Camring Profile

압력 평형 형 베인 펌프의 캠링 형상은 2종류의 원호와 이것을 연결하는 곡선부분으로 구성되어 있다. 이 연결곡선은 자유로이 선택할 수 있지만, 토출량의 변동을 가능하면 최소화하기 위해서 통상 Archimedes 나선이 사용되고 있다.

두 종류의 원호인 대원호와 소원호를 나선과 직접

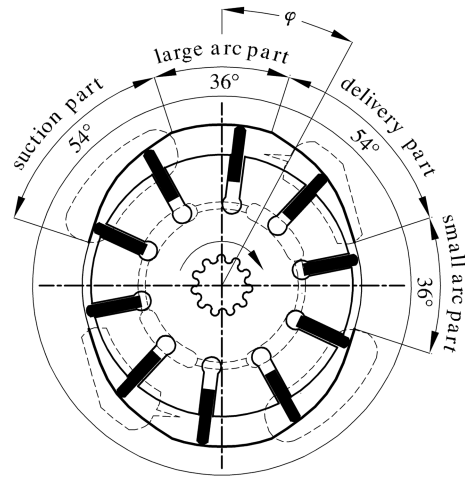


Fig. 1. Structure of an oil hydraulic vane pump.

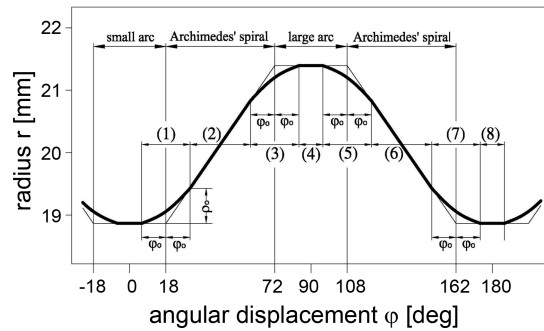


Fig. 2. Camring profile.

연결하면, 접합점에서 곡선의 매끄러움이 없고, 베인이 이 접합점을 통과할 경우 반경 반향 가속도가 비정상적으로 증가하여 소음과 진동의 원인이 된다[3,4].

따라서 본 논문에서는 원호부분과 나선부분 사이에 새로운 곡선인 완화곡선을 도입하여, 캠 곡선을 원활화 시켰다.

본 논문에서 해석하고자 하는 베인펌프의 베인 수는 10개 이므로 소원호 구간, 흡입 구간, 대원호 구간, 토출 구간을 나타내면 Fig. 1과 같다[1,2]. 여기서 ϕ_0 는 베인의 변위각이다.

Fig. 2에서처럼 완화각(ϕ_0)을 도입할 경우 캠프로파일은 다음과 같은 곡선들로 이루어진다.

(1) 구간 $(18^\circ - \phi_0 \leq \phi < 18^\circ + \phi_0)$

$$r = r_s + \rho(\theta)$$

여기서,

$$\rho(\theta) = \rho_0 \left(\frac{\theta}{2\varphi_0} - \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi}{2\varphi_0} \right) \quad (1)$$

$$\rho_0 = \rho(2\varphi_0)$$

$$\theta = \varphi + \varphi_0 - 18^\circ$$

$$(2) \text{ 구간 } (18^\circ + \varphi_0 \leq \varphi < 72^\circ - \varphi_0)$$

$$r = r_s + (r_i - r_s) \left(\frac{\varphi - 18^\circ}{54} \right) \quad (2)$$

$$(3) \text{ 구간 } (72^\circ - \varphi_0 \leq \varphi < 72^\circ + \varphi_0)$$

$$r = r_i - \rho_0 + \rho(\theta) \quad (3)$$

여기서,

$$\rho(\theta) = \rho_0 \left(\frac{\theta}{2\varphi_0} + \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi\theta}{2\varphi_0} \right)$$

$$\theta = \varphi + \varphi_0 - 72^\circ$$

$$(4) \text{ 구간 } (72^\circ + \varphi_0 \leq \varphi < 180^\circ - \varphi_0)$$

$$r = r_i \quad (4)$$

$$(5) \text{ 구간 } (108^\circ - \varphi_0 \leq \varphi < 180^\circ + \varphi_0)$$

$$r = r_i - \rho(\theta) \quad (5)$$

여기서,

$$\rho(\theta) = \rho_0 \left(\frac{\theta}{\varphi_0} - \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi\theta}{2\varphi_0} \right)$$

$$\theta = \varphi + \varphi_0 - 108^\circ$$

$$(6) \text{ 구간 } (108^\circ + \varphi_0 \leq \varphi < 162^\circ - \varphi_0)$$

$$r = r_s + (r_i - r_s) \left(\frac{162^\circ - \varphi}{54} \right) \quad (6)$$

$$(7) \text{ 구간 } (162^\circ - \varphi_0 \leq \varphi < 162^\circ + \varphi_0)$$

$$r = r_i + \rho_0 - \rho(\theta) \quad (7)$$

여기서,

$$\rho(\theta) = \rho_0 \left(\frac{\theta}{2\varphi_0} + \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi\theta}{2\varphi_0} \right)$$

$$\theta = \varphi + \varphi_0 - 162^\circ$$

$$(8) \text{ 구간 } (162^\circ + \varphi_0 \leq \varphi < 198^\circ - \varphi_0)$$

$$r = r_s \quad (8)$$

곡선이 원활하게 연결되기 위해서는 연결점에서 도함수 값이 연속적으로 되어야 한다. 따라서 다음 식(9)의 관계를 만족하는 ρ_0, φ_0 를 선정한다.

$$\frac{dr}{d\varphi} = \frac{r_i - r_s}{54} = \frac{\rho_0}{\varphi_0} \quad (9)$$

식(9)에서 알 수 있듯이 φ_0 가 커지면, ρ_0 가 커지기 때문에 곡선은 더 완만하게 되는데, Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이 대원호구간과 소원호구간이 36° 이기 때문에 최대 완화각은 이론상 18° 이다.

제(1)구간은 소원호부에서 흡입포트부로 가는 구간으로서 반경 값이 점차적으로 증가하고, 제(2)구간은 흡입포트부로 반경 값이 선형적으로 증가하고, 제(3)구간은 흡입포트부에서 대원호부로 가는 구간으로 반경 값이 점차적으로 증가하고, 제(4)구간은 대원호 반경과 같고, 제(5)구간은 대원호부에서 토출포트부로 가는 구간으로서 반경 값은 점차적으로 감소하며, 제(6)구간은 토출포트부로 반경 값이 선형적으로 감소하는 구간이다. 또한, 제(7)구간은 토출포트부에서 소원호부로 가는 구간으로서 반경 값이 점차적으로 감소하고, 제(8)구간은 소원호 반경과 같다.

Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이 φ 는 소원호부 중앙을 0°로 설정하였고, 그 전 부분을 (-) 값으로 설정하였다.

2.2. 베인의 작용력

Fig. 3은 베인에 작용하는 작용력을 보여주고 있으며, 베인에 의해 캠링에 작용하는 총 수직력은 다음과 같다[3-5].

$$F_t = F_i - F_n + F_p \quad (10)$$

여기서

F_t 는 베인의 관성력,

F_n 는 베인에 작용하는 점성력,

F_p 는 압력에 의한 작용력이다.

베인의 작용력에 의해서 다음과 같이 베인의 운동방정식을 수립할 수 있다.

$$m, a_v = F_t \quad (11)$$

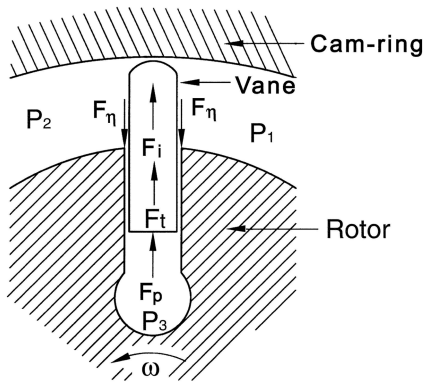


Fig. 3. Normal forces acting on the vane.

Table 1. Geometrical shapes and operating conditions of the vane pump

Items	Values	
Number of the vane	10	
Radius of the small arc	18.9 mm	
Radius of the large arc	21.4 mm	
Radius of the rotor	18.5 mm	
Width of the vane	13 mm	
Height of the vane	8 mm	
Thickness of the vane	1.6 mm	
Radius of the vane tip	1 mm	
Weight of the vane	0.013 N	
Viscosity of the oil	40°C	32 cSt
	100°C	7.3 cSt

여기서

m_v 는 베인의 질량,

a_r 는 베인에 반경방향 가속도이다.

유압 베인 펌프의 토출 포트부에서는 베인의 배면에 작용하는 압력과 베인의 선단에 작용하는 압력이 평형 상태를 유지하기 때문에, 베인의 밀착력에 문제가 발생할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 압력의 영향이 작은 토출포트부에서, 특히, 펌프의 고속운전 시 베인의 캠링으로부터의 이간현상에 대하여 다루고자 한다.

3. 결과 및 고찰

Table 1은 해석에 사용된 베인 펌프의 운전조건 및 기하학적 형상을 나타내고 있다.

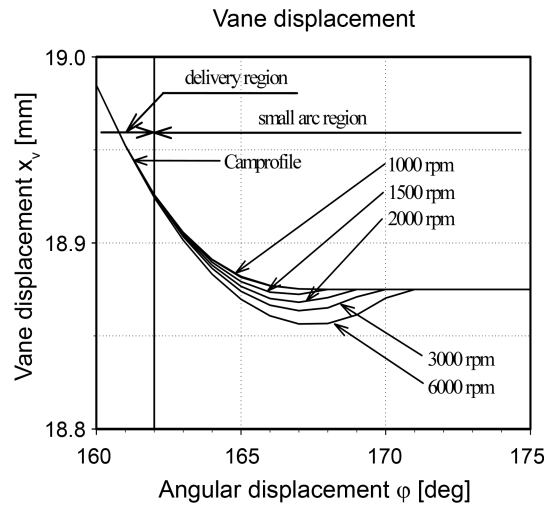


Fig. 4. Displacement of the vane to the rpm.

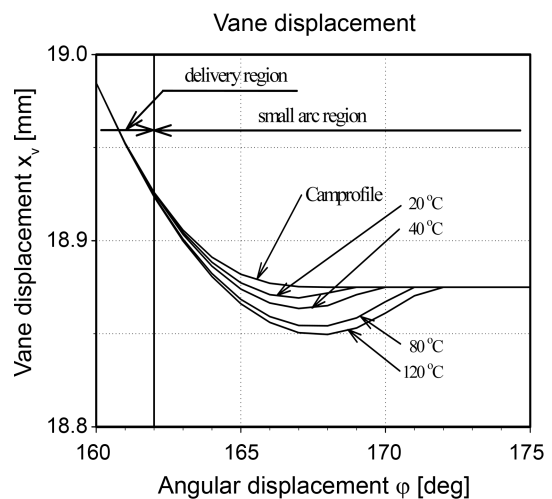


Fig. 5. Displacement of the vane to the temperature.

Fig. 4는 작동유의 온도가 40°C, 캠링의 완화각이 6°, 베인과 로터의 간극이 10 μm일 때, 베인펌프의 토출구간에서의 rpm에 따른 베인의 반경방향 변위를 나타내고 있다. 1000 rpm 이하에서는 이간현상이 관측되지 않지만 1500 rpm 이상에서는 rpm이 증가할수록 베인의 이간현상이 두드러지게 나타나고 있음을 알 수 있다. 특히, 폐입구간(소원호구간)에서 베인의 이간현상이 발견되고 있다. 이는 토출측과 흡입측이 연결된다는 것을 의미하고 토출에 심각한 문제가 발생하고 있다는 것을 의미하고 있다. 따라서 고속운전 시 토출이 불안정해지거나 용적효율이 급격히 떨어질 수 있다

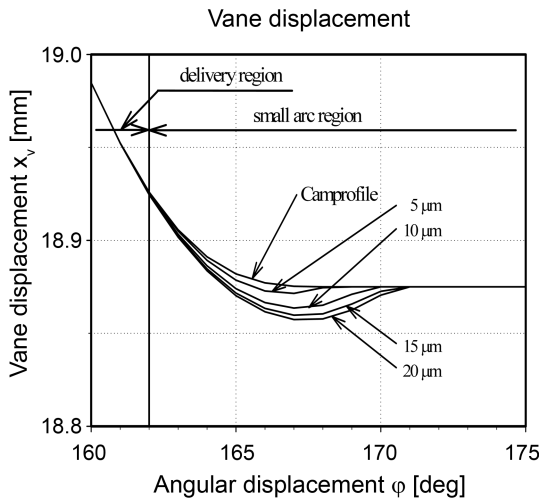


Fig. 6. Displacement of the vane to the clearance between the vane and the rotor.

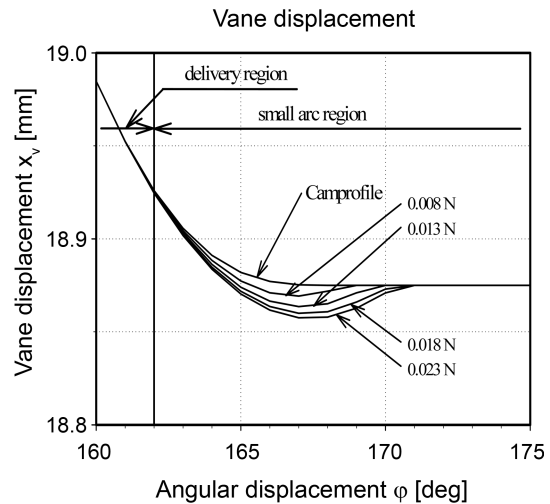


Fig. 7. Displacement of the vane to the weight of the vane.

는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 베인펌프의 회전수가 3000 rpm이고, 베인과 로터의 간극이 10 μm 일 때, 베인펌프의 토출구간에서의 작동유의 온도 따른 베인의 반경반향 변위를 나타내고 있다. 작동유의 온도가 증가할수록 베인의 이간현상이 두드러지게 나타나고 있음을 알 수 있으며, 전반적으로 폐입구간(소원호구간)에서 베인의 이간현상이 발견되고 있다.

따라서 고속 운전 시 작동유의 온도가 높을 때 펌프의 운전이 불안정해지고, 용적효율이 급격히 떨어질 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 베인펌프의 회전수가 3000 rpm이고, 작동유의 온도가 40°C일 때, 베인펌프의 토출구간에서의 베인과 로터의 간극에 따른 베인의 반경반향 변위를 나타내고 있다. 베인과 로터의 간극이 커질수록 베인의 이간현상이 두드러지게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한, 전반적으로 폐입구간(소원호구간)에서 베인의 이간현상이 발견되고 있다. 이는 베인과 로터의 점성력의 영향이 작아지기 때문이다. 따라서 베인과 로터의 간극이 클 경우에는 토출구간에서 펌프의 운전이 불안정해지고, 용적효율이 급격히 떨어질 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 베인펌프의 회전수가 3000 rpm이고, 작동유의 온도가 40°C일 때, 베인펌프의 토출구간에서의 베인의 무게에 따른 베인의 반경반향 변위를 나타내고 있다. 베인의 무게가 커질수록 베인의 이간현상이 두

드러지게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한, 폐입구간(소원호구간)에서도 베인의 이간현상이 발견되고 있다. 이는 베인과 로터의 관성력의 영향이 커지기 때문이다. 따라서 베인의 무게가 클 경우에는 토출구간에서 펌프의 운전이 불안정해지고, 용적효율이 급격히 떨어질 가능성이 있다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

유압 베인펌프의 운전 중 토출포트부(특히, 고속 상태에서)에서 베인의 캠링에 대한 이간현상을 해석한 결과 다음과 같은 베인의 운동 상태를 파악할 수 있었다.

1. 펌프의 회전수가 증가할수록 토출구간에서 베인의 이간현상이 두드러지게 나타나며, 전반적으로 소원호구간에서 이간현상이 나타나고 있기 때문에 토출이 불안정해지거나 체적효율이 급격히 떨어질 수 있다.
2. 작동유의 온도가 증가할수록 토출구간에서 베인의 이간현상이 두드러지게 나타나며, 이는 온도가 상승하면 작동유의 점도가 저하되어 베인의 점성 저항력이 작아지기 때문이다.
3. 베인과 로터의 간극이 커질수록 베인의 이간현상이 두드러지게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이는 베인과 로터간의 점성 저항력이 작아지기 때문이다.
4. 베인의 무게가 커질수록 베인의 이간현상이 두드러지게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이는 베인 관성력의 영향이 커지기 때문이다.

그러므로 펌프의 토출구간에서 특히, 고속운전 시 펌프의 토출이 불안정해지거나 효율이 급격하게 떨어질 가능성이 크므로, 펌프 설계 시 베인의 이간특성을 충분히 고려할 필요가 있음을 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. Cho, I.-S., Oh, S.-H., Song, K.-K. and Jung, J.-Y., "The Lubrication Characteristics of the Vane Tip Under Pressure Boundary Condition of Oil Hydraulic Vane Pump," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, No. 10, pp. 1716-1721, 2006.
2. Cho, I.-S., Oh, S.-H. and Jung, J.-Y., "The Lubrication Characteristics of the Vane Tip Under Inlet Pressure Boundary Conditions for an Oil Hydraulic Vane Pump," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 19, No. 12, pp. 2179-2186, 2005.
3. J. Halling, Principles of Tribology, Macmillan. London, 1989.
4. B. J. Hamrock and D. Dowson, Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons, New Jersey, 1981.
5. D. Dowson and G. R. Higginson, Elasto hydrodynamic Lubrication, Pergman Press., Oxford, 1977.